



[12] 发明专利申请公开说明书

[21] 申请号 01807511.8

[43] 公开日 2003 年 5 月 28 日

[11] 公开号 CN 1420965A

[22] 申请日 2001.2.7 [21] 申请号 01807511.8

[86] 国际申请 PCT/JP01/00846 2001.2.7

[87] 国际公布 WO02/063171 日 2002.8.15

[85] 进入国家阶段日期 2002.9.29

[71] 申请人 三菱电机株式会社

地址 日本东京都

[72] 发明人 池田清春 小川喜英 伏木毅
西木照彦 濑畠崇史 佐野文昭
关屋慎

[74] 专利代理机构 中国专利代理(香港)有限公司

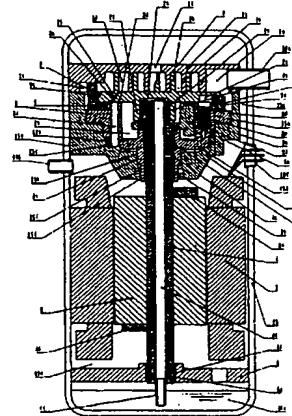
代理人 张天安 郑建晖

权利要求书 2 页 说明书 15 页 附图 10 页

[54] 发明名称 涡管压缩机

[57] 摘要

将给油路径中途设置的节流阀或流量调节阀所确定的凸缘部外侧空间的压力 P_{m1} (MPa) 设定为 $P_{m1} = P_s + \alpha$, 由此将涡管压缩机的运行压力范围内高低压力差的最小压差值以 $\min(P_d - P_s)$ 表示时的上式的 α 值设定于 $0 < \alpha < \min(P_d - P_s)$ 的范围内。这里的 P_s 为压缩机的吸入压力 (MPa) 而 P_d 为压缩机的排出压力 (MPa) 。



ISSN 1008-4274

1. 一种涡管压缩机，具有：设于密闭容器内，为使各个板状螺旋齿相互间形成压缩室而啮合的固定涡管与摆动涡管；沿轴向支持此摆动涡管同时沿径向支承驱动该摆动涡管的主轴，且可沿轴向位移的柔性架；以及沿径向支承此柔性架的导架，通过上述柔性架相对于上述导架沿轴向的移动，可使上述摆动涡管沿轴向移动，其特征在于，

上述摆动涡管在与板状螺旋齿相反侧的表面上具有推力面，而将在与其压触滑动的上述柔性架的推力轴承内侧上形成的凸缘部外侧空间设置于利用压缩机的运转高低压力差供给润滑油的压差给油路径的途中，同时将由设于上述给油路径途中的节流门与调压装置决定的上述凸缘部外侧空间的压力 P_{m1} (MPa) 表示为 $P_{m1}=P_s+\alpha$ ，在涡管压缩机的工作压力范围内将其高低压差成为最小的压差值表作 $\min(P_d-P_s)$ 时，将上式中的 α 值设定为 $0<\alpha<\min(P_d-P_s)$ ，式中 P_s 为压缩机吸入压力 (MPa)， P_d 为压缩机排出压力 (MPa)。

2. 如权利要求 1 所述的涡管压缩机，其特征在于，在上述柔性架与导架形成的圆筒面或平坦面上通过设置 2 个密封件所构成的密闭的架空间中，在由前述压缩室抽出并导引压缩途中的制冷剂气体的同时，将此架空间内的压力 P_{m2} (MPa) 设定为压缩机的吸入压力 P_s (MPa) 的 1.2 倍以上、2 倍以下的范围。

3. 如权利要求 1 所述的涡管压缩机，其特征在于，在上述柔性架与导架形成的圆筒面或平坦面上设置 1 个截断流体从高压空间流向低压空间的密封件。

4. 一种涡管式压缩机，具有：设于密闭容器内，为使各个板状螺旋齿相互间形成压缩室而啮合的固定涡管与摆动涡管；沿轴向支承此摆动涡管同时沿径向支承驱动该摆动涡管的主轴，且可沿轴向位移的柔性架；以及沿径向支承此柔性架的导架，通过上述柔性架相对于上述导架沿轴向的移动，可使上述摆动涡管沿轴向移动，其特征在于，

由上述柔性架和导架形成的圆筒面或平齐面上设置两个密封件而构成的密闭的架空间中，在从上述压缩室抽出并导引压缩途中制冷剂气体的同时，将此架空间内的压力 P_{m2} (MPa) 设定为压缩机吸入压力 P_s (MPa) 的 1.2 倍以上、2 倍以下的范围。

5. 一种涡管式压缩机，具有：设于密闭容器内，为使各个板状螺

旋齿相互间形成压缩室而啮合的固定涡管与摆动涡管；沿轴向支承此摆动涡管同时沿径向支持驱动该摆动涡管的主轴，且可沿轴向位移的柔性架；以及沿径向支承此柔性架的导架，通过上述柔性架相对于上述导架沿轴向的移动，可使上述摆动涡管沿轴向移动，其特征在于，

5 由前述柔性架和导架形成的圆筒面或平坦面上设有 1 个截断流体从高压空间移向低压空间的密封件。

6. 如权利要求 2~5 中任一项所述的涡管压缩机，其特征在于，所述密封件为 O 形环。

7. 如权利要求 2~5 中任一项所述的涡管压缩机，其特征在于，
10 在采用 HFC 系制冷剂作为工作流体的情况下，所述密封件是采用 HNBR (丙烯腈丁二烯橡胶分子的一部分中结合有氢原子的产物) 制的 O 形环。

涡管压缩机

技术领域

5 本发明涉及冷冻、空调机中所用的制冷剂压缩机。

背景技术

图7是特开2000-161254号公报中所示已有涡管压缩机结构的纵剖面图。

10 图7中，1为固定涡管，外周部通过螺栓（未图示）连接到导架15上。底板部1a的一个表面（图7中的下侧）上形成有板状螺旋齿1b，同时在外周部上形成了2个基本上沿一直线设置的欧氏导向沟1c。欧氏导向沟1c内可自由往复滑动地卡合有欧氏环9的爪9c。再从固定涡管1的侧面压入贯通密闭容器10的吸入管10a。

15 2为摆动涡管，在底板部2a上面设有与固定涡管1的板状螺旋齿1b基本上同形状的板状螺旋齿2b，在几何意义上形成压缩室1d。底板2a的与板状螺旋齿2b相对侧表面的中心部上形成中空圆筒形的凸缘部2f，在此凸缘部2f的内侧面上形成有摆动轴承2c。而在与凸缘部2f同侧表面的外侧，形成了可与柔性架3的推力轴承3a接触滑动的推力面2d。摆动涡管底板2a的外周部中大致沿直线形成了2个与前述固定涡管1的欧氏导向沟1c具有90°相位差的欧氏导向沟2e。在此欧氏导向沟2e内可自由往复滑动地配合着欧氏环9的爪9a。此外，底板部2a上设有贯通上述压缩室1d与推力面2d的抽出孔2j。此抽出孔2j的推力面2d侧的开口部2k的圆形轨迹经常平衡地位于柔性架3的推力轴承面3a的内部。

25 柔性架3将设于其外周部上的上下2个圆筒面3d、3e通过导架15内周部上所设的圆筒面15a、15b沿径向支承。而在其中心部形成有沿径向支承由马达7回转驱动的主轴4的主轴承3c与副主轴承3h。此外，柔性架3的外侧与导架15的内侧通过设于圆筒面15c、15d上的密封件16a、16b构成架空间15f，通过由推力轴承3a的面所连接的联络通道3s与抽出孔2i连通压缩室1d，成为将压缩室1d供给的压缩途中的制冷剂气体封入的结构。

柔性架3中也形成了调节阀收纳空间3p，此调节阀收纳空间3p的

一端（图7中的下端）与由柔性架3的内周与摆动涡管2的推力面2d构成的凸缘部外侧空间2h连通，而其另一端（图7中的上端）则通向吸入压力气空间1g。此调节阀收纳空间3p在其下部牢靠地收纳着可自由往复运动的中间压力调整阀3i，而在其上部，中间压力调节弹簧5压板3t则牢靠地收纳于柔性架3中。在中间压力调节阀3i与中间压力调节弹簧3t之间，则收纳着较自然长度压缩了的中间压力调节弹簧3m。

10 导架15的外周面15g通过热压配合或焊接等固定于密闭容器10之上，通过设于其外周部上的缺口部15c，能确保将从固定涡管1的排出口1f排出的高压制冷剂气体导引到设于电动机侧的排出管10b的流道。

15 4为主轴，它的上端形成能与摆动涡管2的摆动轴承2c自由回转配合的摆动轴4b，而于其下侧则热压配合有主轴平衡器4e。再在其下方形成与柔性架3的主轴承3c与副主轴承3h自由回转配合的主轴部4c。在主轴4的下侧形成有与副架6的副轴承6a自由回转配合的副轴部4d，在此副轴部4d与前述主轴部4c之间热压配合着转子8。

20 在转子8的上端面与下端面分别固定着平衡器8a与8b。与前述的主轴平衡器4e在一起合计共三个平衡器，保证了静平衡与动平衡。再于主轴4下端压入油管4f，成为将密闭容器10底部贮留的冷冻机油10e上吸的结构。

密闭容器10的侧面设有玻璃端子10f，接合马达7的引线。

下面说明已有涡管压缩机的基本操作。

25 低压吸入的制冷剂从吸入管10a进入由固定涡管1与摆动涡管2的板状螺旋齿形成的压缩室1d。由马达7驱动的摆动涡管2随着偏心转动而减小压缩室1d的容积。通过此压缩行程，制冷剂成高压，从固定涡管1的排出口1f排出到密闭容器10内。

在上述压缩行程中，在压缩途中的中间压力的制冷剂气体从摆动涡管2的抽出孔2j，经柔性架3的联络通道3s导入架空间15f，保持此空间的中间压力气。

30 成为高压的排出气体以高压气充满密闭容器10内，很快就从排出管10b排放到压缩机外。

密闭容器10底部的冷冻机油10e，在压差下通过沿轴向贯通主轴4

的中空空间 4g, 从摆动轴承部 2g 和设于主轴 4 上的横孔导入主轴承 3c。由于这 2 个轴承部的节流作用, 取得中间压力的冷冻机油 10e (由于溶解于冷冻机油的制冷剂的起泡, 一般会成为气体制冷剂与冷冻机油的 2 相流) 便到达摆动涡管 2 与柔性架 3 包围的凸缘部外侧空间 2h, 5 克服调节阀收纳空间 3p 中设置的中间压调节弹簧 3m 加载的力, 压迫中间压调节阀 3i, 导入吸入压力气流空间, 与低压制冷剂气体一起吸入压缩室 1d。

如上所述, 凸缘部外侧空间 2h 的中间压力 P_{m1} (MPa) 基本上是由中间压调节弹簧 3m 的弹簧力与中间压调节阀 3i 的中间压露出面积决定, 由预定的值 α 控制, 即由下式控制。

$$P_{m1}=P_s+\alpha \quad (1)$$

上式中, P_s : 吸入压力即低压 (MPa)。

在此, 密闭容器内的压力 P_d (MPa) (即排出压力) 与凸缘部外侧空间压力 P_{m1} 之差, 是用于给摆动轴承 2g 供给冷冻机油 10e 所必需的给油压差 ΔP , 通常需确保取正值。

$$\Delta P=P_d-P_{m1}>0 \quad (2)$$

通过压缩行程, 冷冻机油 10e 与高压制冷剂气体一起从排出口 1f 通入密闭容器 10 内, 在此与制冷剂气体分离, 再返回到密闭容器底部。

制冷剂气体的压缩室 1d 经由摆动涡管 2 的底板部 2a 中所设的抽出孔 2j 与柔性架 3 中所设的联络通道 3s, 同架空间 15f 作经常的或间歇的连通。由于架空间 15f 是由两个密封件 16a、16b 密闭的空间, 响应压缩室 1d 的压力变动。架空间 15f 的压力也同步地变动, 因而大致地成为抽出孔 2j 面对的压缩室 1d 内压力变动的累计平均值。

如上所述, 架空间 15f 的中间压力 P_{m2} (MPa) 由抽出孔 2j 面对的压缩室 1d 的位置确定的预定值 β 按下式控制:

$$P_{m2}=P_s \times \beta \quad (3)$$

上式中的 P_s 为吸入压力即低压 (MPa)。

对柔性架 3 而言, 因凸缘部外侧空间 2h 的中间压力引起的使柔性架 3 与摆动涡管 2 分开的力 F_{pm1} , 它与由于压缩作用使固定涡管 1 和摆动涡管 2 沿轴向分离开的气体推力 F_{gth} 的合力, 起到用来使柔性架 3 沿着与压缩室相反方向移动的力的作用。

另一方面, 由于导入了压缩途中的制冷剂气体而成为中间压 P_{m2}

的架空间 $15f$ 使柔性架 3 与导架 15 拉开的力 F_{pm2} 同作用于暴露在下部高压气隙部分的差压力 F_{pd2} 两者的合计力则用作使柔性架 3 沿压缩室方向移动的力。

5 在平稳运转中沿上述压缩室方向移动的力作了超大的设定，因而柔性架 3 便为上下 2 个嵌合的圆筒面 3d、3e 导引而向压缩室方向移动。摆动涡管 2 与柔性架 3 作紧密接合的滑动沿相同方向移动，使其板状螺旋齿 2b 与固定涡管 1 接触滑动。

10 再有，在起动时或在液压压缩时等情形下，前述的气体推力 F_{gth} 增大，摆动涡管 2 通过推力轴承 3a 将柔性架 3 强制压向下方，于是摆动涡管 2 与固定涡管 1 的齿顶与齿根间生成了较大的间隙，可以避开压缩室的压力异常升高。称这种操作为减压操作而称所产生的间隙管为减压量。

此减压量控制成柔性架 3 与导架 15 碰撞前的距离。

15 摆动涡管 2 中产生的倾覆力矩的一部或全部通过推力轴承 3a 传递给柔性架 3，但主轴承 3c 接收到的轴承负荷与其反作用二者的合力，即从柔性架 3 与导架 15 的上下 2 个圆筒嵌合面 3d、3e 接收到的反作用力的合力产生的力偶能有效地抵消上述倾覆力矩，从而能具有非常好的平衡运转时的从动稳定性以及减压操作的稳定性。

下面详细说明作用于已有涡管压缩机的轴向力的关系。

20 图 8 说明在已有的涡管压缩机中，作用于摆动涡管 2 以及柔性架 3 上轴向力的关系。

25 摆动涡管 2 上受到压缩制冷剂气体产生的反作用力 F_{gth} 和由于固定涡管 1 与齿顶的接触滑动产生的齿顶接触力 F_{tip} 沿图中向下方向作用。前述凸缘部外侧空间 2h 内有压力 P_{m1} 、使摆动涡管 2 与柔性架 3 拉离开的力 F_{pm1} ，在摆动涡管的凸缘部内侧暴露于高压气隙部分上因压差作用的力 F_{pd1} ，以及由于推力面的接触滑动产生的止推接触力 F_{th} 作为图中向上的力起作用。在此，

$$F_{pm1} = S_{pm1} \times (P_{m1} - P_s) \quad (4)$$

$$F_{pd1} = S_{pd1} \times (P_d - P_s) \quad (5)$$

30 上式中， S_{pm1} ：凸缘部外侧空间的中间压力 P_{m1} 的作用面积 (m^2)； S_{pd1} ：凸缘部内侧空间中排出压力 P_d 的作用面积 (m^2)； P_d ：排出压力 (MPa)； P_s ：吸入压力 (MPa)。

于是，作用于摆动涡管 2 的力如下式所示：

$$F_{gth} + F_{tip} = F_{th} + F_{pm1} + F_{pd1} \quad (6)$$

另一方面，在柔性架 3 上，作用有因凸缘部外侧空间 15f 的中间压力 P_{m1} 而产生的使摆动涡管 2 与柔性架 3 拉离开的力 F_{pm2} 与由于同摆动涡管 2 接触滑动面产生的止推接触力 F_{th} 这两者沿图中向下的力，而缘于架空间 15f 的中间压力 P_{m2} 的使柔性架 3 与导架 15 拉离的力 F_{pm2} 以及由作用于暴露在柔性架下端的高压气流部分上的压差所产生的力 F_{pd2} 沿图中朝上方向所作用的力。

$$F_{pm2} = S_{pm2} \times (P_{m2} - P_s) \quad (7)$$

$$F_{pd2} = S_{pd2} \times (P_d - P_s) \quad (8)$$

上式中， S_{pm2} ：架空间的中间压力 P_{m2} 的作用面积 (m^2)； S_{pd2} ：暴露于柔性架下端的排出压力气流下的面积 (m^2)； P_d ：排出压力 (MPa)； P_s ：吸入压力 (MPa)。

于是作用于柔性架 3 的力如下式所示：

$$F_{pm1} + F_{th} = F_{pm2} + F_{pd2} \quad (9)$$

联立 (6) 式与 (9) 式可求得齿顶接触力 F_{tip} 与止推接触力 F_{th} ：

$$F_{tip} = F_{pd1} + F_{pd2} + F_{pm2} - F_{gth} \quad (10)$$

$$F_{th} = F_{pm1} + F_{pd2} - F_{pm2} \quad (11)$$

(10) 式表明，将 F_{pm2} (以架空间 15f 的压力 P_{m2} 来拉离开柔性架 3 与导向架 5 的力) 设定得愈大，则齿顶接触力 F_{tip} 也愈增大。这就是说，架空间 15f 的中间压力 P_{m2} 设定得愈大 (增大 β 值)，则齿顶接触力 F_{tip} 也愈大。

另一方面，式 (11) 表明，若将 F_{pm1} (以凸缘部外周空间 2h 的压力 P_{m1} 拉离开柔性架 3 与摆动涡管 2 的力) 设定得很大时，则可减少止推接触力 F_{th} 。这就是说，凸缘部外侧空间 2h 的中间压力 P_{m1} 设定得越大 (增大 α 值)，则止推接触力 F_{th} 便越减小。也即成为可以减小推力滑动损失，节省压缩机的电气输入的结构。

如上所述，通过调节凸缘部外侧空间的压力 P_{m1} 与架空间的压力 P_{m2} 虽可自由地调节齿顶接触力 F_{tip} 与止推接触力 F_{th} ，但为了使压缩机进行正常的压缩操作，通常必须将以上两种力保持为正值：

$$F_{tip} > 0 \quad (12)$$

$$F_{th} > 0 \quad (13)$$

下面用图9说明为了构成架空间15f而在导架15与柔性架3的圆筒嵌合面中设置的密封件。

架空间15f中由于抽出了压缩途中的制冷剂气体并导入，通常运动时的压力级一般成为下式：

5 $P_s < P_{m2} < P_d$ (14)

从而密封件的结构通常是将防止架空间15f为排出压力气体侵入的U形环和防止从架空间15f向吸入压力气氛泄漏的U形环按图9所示的方向设置。此外，这些个U形环的材料多采用特氟隆等。

10 现有的涡管压缩机如前所述是将凸缘部处侧空间2h的中间压力 P_{m1} 设定得较大，以减少(11)式所示的止推接触力 F_{th} 即降低滑动损失，而能节约压缩机的电功率输入。但将 P_{m1} 设定得过大时，当 $F_{th} < 0$ ，摆动涡管2与柔性架3就会背离而不能有正常的压缩操作。此外，摆动涡管2就会于轴向的离隙量的间隙内晃动导致轴承产生一端接触等现象，而引起异常磨耗与损伤等问题。

15 再有，当 P_{m1} 设定得过大而有(2)式的 $\Delta P = P_d - P_{m1} < 0$ 时，就不能确保对摆动轴承2c与主轴承3c的给油压差，而会产生损伤轴承等问题。

20 本发明是为了解决上述种种问题而提出的，本发明的目的在于通过给(1)式中的 α 值设定上限而设定凸缘部外侧空间2h的压力 P_{m1} ，以恰当地保持止推接触力 F_{th} ，由此还能降低推力滑动损耗，不会引起摆动涡管2与柔性架3的背离而可进行正常的压缩操作，此外不会发生摆动轴承的异常磨耗与损伤，进而能确保给油压差而不损坏摆动轴与主轴，也就是说，能提供高性能与高可靠性的涡管压缩机。

25 已有的涡管压缩机是将架空间15f的中间压力 P_{m2} 设定得较小而不会生使柔性架3向压缩室侧移动的力，当齿顶接触力 F_{tip} 成为负值，于稳定运转时，固定涡管1与摆动涡管2背离就不能进行正常的压缩操作。此外，摆动涡管2会于轴向的离隙量的间隙内晃动，有可能损坏轴承。相反，当把 P_{m2} 作过大的设定时，齿顶接触力 F_{tip} 将增大而加动滑动损耗，也就加大了压缩机的电动率输入。还会有齿顶异常磨耗而在最坏情形下烧结到一起的问题。

30 为了解决上述诸问题，本发明的目的还在于通过在(3)式中将 β 值设定于恰当范围，使柔性架3可靠地朝压缩室方向移动，沿轴向给

固定涡管与摆动涡管加适当的压紧力使之密合，通过恰当地保持齿顶接触力 F_{tip} ，就能确保正常的压缩操作，而且不使轴承损伤等进而不增大滑动损失，不发生齿顶的异常磨损与烧结，从而提供高性能和可靠性高的涡管压缩机。

5 已有的涡管压缩机为构成架空间 15f 而采用了 2 个密封件，于是就有密封件本身的费用以及为设置这 2 个密封件而必需加工出 2 个沟槽的加工时间与费用的问题。

10 本发明是为了解决上述问题而提出的，其目的在于提供能减少密封部件本身的个数和减少为设置密封件而加工的沟槽数，进而可以省略抽气孔 2j 与连络通道 3s 等加工，能够降低部件费用与加工费用的生产率优越的涡管压缩机。

现有的涡管压缩机由于在密封件中采用特氟隆等构成的 U 形环，材料本身的费用较高。

15 还由于此种压缩在起动前等密闭容器内成为平衡压的情形，在紧接着压缩机起动之后于压缩室 1d 进行的压缩过程中抽出了中间压力的制冷剂气体的架空间 15f 中压力上升得较快，而密闭容器内由于容积便远大于架空间 15f，从而压力升高相对于架空间 15f 就较缓慢。

在上述情形下，架空间 15f 的压力 P_{m2} 与密闭容器内的压力（即排出压力） P_d 的压力级在某个时间成为以下式所示的状态

20 $P_{m2} > P_d \quad (15)$

密封部件虽在假定为平稳运转条件下取防止排出压力气体进入架空间 15f 的结构，但并不能防止其逆向流动。

25 在 (15) 式所示状态下，架空间 15f 的制冷剂气体从密闭空间内漏出，使架空间内压力 P_{m2} 不升高。导致使柔性架 3 向压缩室一侧移动的力不充分。即要开始正常的压缩操作需要时间，而在此期间内柔性架 3 和与之接触而沿轴向移动的涡管 2 将于轴向离隙量的间隙内晃动，而引起因轴承一端接触所产生的损伤与烧结等问题。

为了解决前述问题，本发明用 O 型环取代特氟隆密封圈而可以降低与材料有关的费用。

30 本发明的目的还在于，即令当压缩机起动时，也能不使从压缩室 1d 供给于架空间 15f 的中间压力制冷剂气体漏泄而能让架空间 15f 的压力 P_{m2} 快速升高，产生使柔性架 3 与摆动涡管 2 向压缩室一侧方向移

动的力，可快速地开始正常的压缩操作，由此而提供廉价的，起动性能优越的且不损伤轴承的可靠性高的涡管压缩机。

另外，当把 HFC 系的制冷剂 (R407C、R410A 等) 用作工作流体时，当把现有的一般的 CR (氯丁橡胶) 制的 O 形环用作密封件时，会有 O 形环因与制冷剂的相溶性致 O 形环膨润变质而丧失其密封特性的问题。

本发明是为了解决上述问题而提出的，其目的在于对 HFC 系的制冷剂提供采用 HNBR (丙烯腈丁二烯橡胶分子的一部分中结合有氢原子的产物) 制的 O 形环，从而能提供不变质和不丧失密封特性的可靠性高的涡管压缩机。

发明的公开

本发明的涡管压缩机具有：设于密闭容器内，为使各个板状螺旋齿相互间形成压缩室而啮合的固定涡管与摆动涡管；沿轴向支持此摆动涡管同时沿径向支承驱动该摆动涡管的主轴，且可沿轴向位移的柔性架；以及沿径向支承此柔性架的导架，通过上述柔性架相对于上述导架沿轴向的移动，可使上述摆动涡管沿轴向移动，此压缩机的特征在于，上述摆动涡管在与板状螺旋齿相反侧的表面上具有推力面，而在将与其压触滑动的上述柔性架的推力轴承内侧上形成的凸缘部外侧空间设置于利用压缩机的运转高低压力差供给润滑油的压差给油路径的途中，同时将由设于上述给油路径途中的节流门与调压装置决定的上述凸缘部外侧空间的压力 P_{m1} (MPa) 表示为 $P_{m1}=P_s+\alpha$ ，在涡管压缩机的工作压力范围内将其高低压差成为最小的压差值表作 $\min (P_d-P_s)$ 时，将此 α 设定为 $0 < \alpha < \min (P_d-P_s)$ ，式中 P_s 为压缩机吸入压力 (MPa)， P_d 为压缩机排出压力 (MPa)。

由此，在压缩机的整个工作压力范围内能确保对摆动轴承与主轴承的给油压差，而能制得不引起柔性架与摆动涡管背离的可靠性高的涡管压缩机。

一种涡管式压缩机，具有：设于密闭容器内，为使各个板状螺旋齿相互间形成压缩室而啮合的固定涡管与摆动涡管；沿轴向支承此摆动涡管同时沿径向支承驱动该摆动涡管的主轴，且可沿轴向位移的柔性架；以及沿径向支承此柔性架的导架，通过上述柔性架相对于上述导架沿轴向的移动，可使上述摆动涡管沿轴向移动，在此涡管压缩机

中，由上述柔性架和导架形成的圆筒面或平齐面上设置两个密封件而构成的密闭的架空间中，在从上述压缩室抽出并导引压缩途中制冷剂气体的同时，将此架空间内的压力 P_{m2} (MPa) 设定为压缩机吸入压力 P_s (MPa) 的 1.2 倍以上、2 倍以下的范围。

5 这样，在压缩机的整个运转压力范围内，对固定涡管与摆动涡管施加恰当的推压力使之作接触滑动不会引起背离，也不会由于推压力过大导致滑动损失增大或烧结，从而可获得高效率和可靠性高的涡管压缩机。

10 一种涡管式压缩机，具有：设于密闭容器内，为使各个板状螺旋齿相互间形成压缩室而啮合的固定涡管与摆动涡管；沿轴向支承此摆动涡管同时沿径向支持驱动该摆动涡管的主轴，且可沿轴向位移的柔性架；以及沿径向支承此柔性架的导架，通过上述柔性架相对于上述导架沿轴向的移动，可使上述摆动涡管沿轴向移动，在此涡管压缩机中，由前述柔性架和导架形成的圆筒面或平齐面上设有 1 个截断流体从高压空间移向低压空间的密封件。

15 由此可以减少部件数、加工时间与成本，以低成本获得高生产率的涡管压缩机。

20 通过将 O 形环用作上述密封件可以降低与密封件有关的用费，而且在压缩机起动时也不会使架空间的压力漏泄到密闭容器内。同时能使柔性架与摆动涡管快速地移向压缩室侧以开始正常的压缩操作。由此可以用低的成本制得可靠性高的涡管压缩机。

25 此外，对于将 HFC 系的制冷剂 (R407C、R410A 等) 用作工作流体时，通过将 HNBR (丙烯腈丁二烯橡胶分子的一部分中结合有氢原子的产物) 制的 O 形环用作前述密封件，就能求得 O 形环膨润与变质小的密封特性。由此可以制成可靠性高的涡管压缩机。

附图简述

图 1 为本发明实施形式 1 的纵剖面图。

图 2 是示明压缩机运行温度范围的曲线图。

30 图 3 是示明制冷剂为 R407C 时 α 值与额定性能比的相关性的曲线图。

图 4 是示明制冷剂为 R410A 时 α 值与额定性能比的相关性的曲线图。

图 5 为示明 β 值与额定性能比的相关性的曲线图。

图 6 为本发明实施形式 2 的纵剖面图。

图 7 为已有的涡管压缩机的纵剖面图。

图 8 说明作用于各个部件的轴向力。

5 图 9 为密封件周围的放大剖面图。

图 10 是本发明中各种制冷剂下的低压缩比运行压力的表。

实施发明的优选形式

实施形式 1

图 1 是示明实施形式 1 中涡管压缩机的纵剖面图。各部件的名称
10 及其功能与已有例子中的相同，记以相同的标号而略去其说明。

形成架空间 15f 的 2 个密封件为 O 形环 16c、16d，设置于导架 15
内周和柔性架 3 外周处构成的圆筒面 15d、15d 上。O 形环采用 HNBR
材料制成，这样，即使是在应用 HFC 系的制冷剂时，此 O 形环也不会
15 膨润变质。一般，O 形环可以根据充填压缩机内的冷冻剂种类和气温
温度等选定适当的材料。

在压缩机起动时，抽出压缩室 1d 的于压缩途中的制冷剂气体而导
引的架空间 15f 内的压力 P_{m2} 会比密闭容器内的压力（即排出压力）
 P_d 更快地升高，由于通过构成架空间 15f 的 O 形环而构造成能防止从
架空间 15f 有压力漏泄到密闭容器内，于是通过架空间内压力 P_{m2} 的
20 快速上升，柔性架 3 被给予沿压缩室 1d 方向移动的力，而成为能快速
地开始正常压缩工作的结构。

凸缘部外侧空间 2h 设置于密闭容器内冷冻机油 10e 的给油路径的
中途。压差给油路径则是高压的密闭容器底部的冷冻机油 10e 通过主
轴中空部 4g，经主轴承 3c 与摆动轴承 2c 到达凸缘部外侧空间，通过
25 设于柔性架 3 内的中间压力调节阀收纳空间 3p 而导引到低压空间 1g
中的通道。凸缘部外侧空间 2h 的压力 P_{m1} 通过调节主轴承 3c 与摆动
轴承 2c 的节流作用以及设于调节阀收纳空间的中间压力调节弹簧 3m
的弹簧常数，可以设定为（1）式所示 $\alpha=0.3$ 。由此，在压缩机的整个
30 运行压力范围内，能够减小止推接触力 F_{th} ，同时也减小了推力滑动损
失，而不会引起摆动涡管 2 与柔性架 3 的背离，可以确保正常的压缩
作业，确保冷冻机油的给油压差 ΔP ，从而不会中断对摆动轴承 2c 与主
轴承 3c 的给油。

架空间 15f 通过抽出孔 2j 与连络通道 3s 封入连续地或间歇地供给的中间压力的制冷剂气体。此空间的压力 P_{m2} 根据抽出孔 2j 面对压缩室 1d 的位置，设定为 (3) 式所示的 $\beta=1.6$ 。这样，在压缩机的整个运行压力范围内，齿顶接触力 F_{tip} 不成为负值，不会引起摆动涡管 2 与 5 固定涡管 1 的背离，可以确保正常的压缩作业，同时也不会有由于齿顶推压力过大而增大滑动损失。

凸缘部外侧空间或架空间的中间压力作用面积或高压作用面积兼顾上述 α 值与 β 值来确定，在这些面积的调节中，最优的 α 值与 β 值也改变。一般地说，凸缘部外侧空间 2h 的中间压力作用面积 S_{m1} 由欧氏 10 环与推力轴承等的几何形状决定，设定的自由度不大。但另一方面，架空间 15f 的中间压作用面积 S_{m2} 的调节则有较大的自由度。将中间压力作用面积 S_{m2} 设定得尽可能地大而减小 β 值，即将架空间的中间压力 P_{m2} 设定得很小时，则可在压缩机的运行压力范围内求得稳定的齿顶接触力 F_{tip} 。还由于能用小的中间压力 P_{m2} 使柔性架 3 与摆动管 15 2 沿压缩室方向移动，可以求得改进了压缩机起动特性等的计算与试验结果。

下面说明确定凸缘部外侧空间 2h 的压力 P_{m1} 的 α 值的设定。

如同先有例子中所描述的，将 α 值设定得很大时，能减小止推接触力 F_{th} 、即推力滑动损失。但当 α 值设定得过大时，即凸缘部外侧空间 20 2h 的压力 P_{m1} 设定得过大时，止推接触力成为负值，会使摆动涡管 2 与柔性管 3 发生背离而不能确保摆动轴承 2c 与主轴承 3c 的给油压差 ΔP 。

图 2 示明保证压缩机作一般运转的温度范围。在这样宽的范围内，必须确保给油。考察此图中给油困难的条件，可以说是冷凝温度 CT 与 25 蒸发温度 ET 的差最小、即排出压力 P_d 与吸入压力 P_s 之差成为最小的运行点（低压缩比）。图 2 中运行温度范围右下的点便是，成为 $CT/ET=30/10^{\circ}\text{C}$ 。在这一点下，排出压力 P_d 与吸入压力 P_s 的差 $\min(P_d - P_s)$ 因所用的制冷剂而异。将此结果汇集于图 10 中。

对摆动轴承 2c 与主轴承 3c 施行给油的压差如 (2) 式所示，成为 30 密闭容器内压力（即排出压力） P_d 与凸缘部外侧空间内压力 P_{m1} 的压差 ΔP ，而例如在把 R407C 作为所用的制冷剂时，若 α 值达到 0.6 以上，在图 10 所示的运行点 ($P_d/P_s=1.27/0.71 \text{ MPa}$) 处，成为

$$P_{m1}=P_s+\alpha=0.71+0.6=1.31 \text{ (MPa)}$$

$$\Delta P=P_d-P_{m1}=1.27-1.31=-0.04 \text{ (MPa)} < 0$$

在此运行压力条件下，表明不能给油。这就是说，将 R407C 用为工作制冷剂时，需使 α 值在低压缩比运行压力 ($P_d/P_s=1.27/0.71 \text{ MPa}$) 的高 5 低压力差 $\min (P_d-P_s)$ 值以下，具体地说，需设定到 0.56 以下。

同样，在把 R22 用作工作制冷剂时，若不设定 $\alpha < 0.51$ ，或在把 R410A 用作制冷剂时不设定 $\alpha < 0.8$ 时，则在压缩机的运行压力范围内，会成为发生不给油区域的事件。因此，必须将 α 值设定为上述值以下。

当压缩机所用制冷剂与运行压力范围与以上所述不同时，同样需 10 将 α 值设定到该压缩机运行压力范围内高低压的最小压差值 $\min (P_d-P_s)$ 之下。

图 3 所示为以 R407C 用为工作制冷剂时，改变 α 值时的额定性能比。额定性能比表示的是以性能 MAX 值为 100% 时的性能比。 α 值在 15 小的范围内时，不能充分获得使止推接触力 F_{th} 张弛的效应，存在着推力滑动损失增大，性能渐渐降低的倾向。当使 α 值徐徐增大，推力滑动损失的张弛效应得以发挥而性能提高，当 $\alpha=0.3$ ，性能达到峰值 (100%)。 α 再增大，推力滑动损失虽然更小，但止推接触力 F_{th} 则不充分，不能支持摆动涡管中发生的倾覆力矩而在齿顶中开始产生细微的间隙，于是有容积效率恶化和内部泄漏损失增大导致性能进一步降低。当 α 值超过 0.7，止推接触力 F_{th} 便完全不充分而发生柔性架 3 与摆动涡管 2 的背离，使性能急剧下降，图 3 中，对于性能 MAX 值，为了确保 95% 以上的性能，必要的 α 值在 0 ~ 0.5 的范围。

下面说明采用高压工作制冷剂时本实施例的优点。

高压工作制冷剂（例如 R401A 或 R32）与其他制冷剂（例如 R22 25 或 R407C）相比，由于其工作运行压力高，摆动轴承 2c 与主轴承 3C 等径向负荷与推力轴承 3a 的负荷将增大。

一般地说，高压工作制冷剂由于其制冷剂本身的热物性，会使压缩机的行程容积 V_{st} 缩小，而涡管压缩机由于松弛高压冷冻机使螺旋齿发生的应力的目的，一般将缩小螺旋齿的高度或加大齿厚来调节行程容积 V_{st} 。借助这种方法，摆动轴承 2c 与主轴承 3c 的径向负荷有可能小到先有的水平。但这种方法不能减轻推力轴承的负荷，而推力滑动损失的增大将成为压缩机性能下降的主要原因。

对应于上述问题，本发明的涡管压缩机若将凸缘部外侧空间 $2h$ 的压力 P_{m1} 增大（加大 α 值），则成为可减轻推力轴负荷的结构。再如图 10 所示，在 R410A 的情形，确保给油压的 α 值的上限约为 0.8，而与其他制冷剂（R22 或 R407C）的各情形相比则增大了。由于加大设定 α 值的自由度增大，也能有效减轻推力轴负荷，这就是说，越是高压工作制冷剂，越能发挥本实施例所示涡管压缩机的优越性。

图 4 表明采用高压工作制冷剂 R410A 时的 α 值与额定性能比的关系。图 4 中还一并记述有以前所述的 R407C 的情形。在 α 值小的区域，推力轴负荷增大，而且消除这种负荷的本实施例的效果不能充分发挥。与 R407C 的情形相比，性能比成为小的值。当 α 的值渐增，出现了本实施例的消除推力轴负荷的效果，与 R407C 的情形相比，在 α 值的大级别处，成为性能最高点。本例中， $\alpha=0.5$ 成为性能最高点。如上所述，由于高压工作制冷剂（R410A）比 R407C 或 R22 有更大的推力轴负荷，于是通过设定更高的凸缘部外侧空间 $2h$ 的中间压力 P_{m1} 、即大的 α 值，就可取得良好的性能。当进一步加大 α 值，止推接触力 F_{th} 便会不充分而使性能再次降低，其理如与结合图 3 所述的相同。

图 4 表明为将性能比保持在 95% 以上所必需的 α 值约为： $0.2 < \alpha < 0.7$ 。

根据以上所述， α 值如图 10 所示，在压缩机的运行压力范围内，需要将高低压力差为最小的压差值 $\min(P_d - P_s)$ 设定为上限。最优的 α 值在此 $\min(P_d - P_s)$ 之下，在不使止推接触力 F_{th} 过小或过大范围内进行性能测定等时可由试验确定。

α 值根据其中间压力的作用面积 S_{pm1} 虽多少有变化，但在本实施例中，通过试验取得的最优 α 值大致是在图 10 中所示 $\min(P_d - P_s)$ 的一半附近，即 α 近似于 $\{\min(P_d - P_s)\}/2$ 。

下面说明用于给（11）式中拉离导架 15 与柔性架 3 的力 F_{pm2} 设定恰当值的；（3）式中 β 值的决定。

当 β 值设定得过小，在某个运行压力下就难以确保齿顶的推压力 F_{tip} 为正常值，不能保持正常的压缩动作，另一方面，当 β 值设定得过大，（10）式中的齿顶推压力 F_{tip} 过大，而成为由于滑动损失增大致压缩机性能降低与齿顶烧结等不良情形发生的原因。

图 5 示明在本实施例所示涡管压缩机中，使 β 值变化时的额定性能比。此额定性能比与以前所述相同，以性能 MAX 值为 100% 时的性能

比表示。

当 β 值在小范围内时, 齿顶接触力 F_{tip} 完全不充分, 柔性架 3 与摆动涡管 2 不能沿压缩室方向移动, 由于不能进行正常的压缩作业, 性能便显著降低。当 β 值渐次增大, 齿顶接触力 F_{tip} 成为正值, 不能支承摆动涡管 2 中发生的倾覆力矩, 于齿顶中产生细微间隙, 由于容积效率恶化和内部漏泄损失的增大, 性能不能说是充分的。但从 $\beta=1.2$ 开始, 这种漏泄现象逐渐减少, 成为充分的齿顶接触力 F_{tip} 而性能上升, 在 $\beta=1.6$ 左右时达到峰值 (100%)。之后由于齿顶接触力 F_{tip} 的增大, 齿顶滑动损失也增大。性能有再次降低倾向。

本图中确保性能比为 95% 以上所必需的 β 值的范围为 $1.2 < \beta < 2.0$ 。

实施形式 2

图 6 为示明实施形式 2 的纵剖面图。各部件的名称及其功能与实施形式 1 相同, 记以相同标号而略去其说明。

在柔性架 3 与导架 15 形成的圆筒嵌合面 15h 上设置 HNBR 制的一个 O 形环 16e, 从 O 形环 16e 开始, 压缩室侧通向吸入压力气氛空间 1g; 从 O 形环 16e 开始, 电动机侧通向排出压力气氛。再与图 1 所示实施例比较, 架空间 15f 与抽出孔 2j、连络通道 3s 及具有两个 O 形环与 O 形沟的装置组中, 其中任一组中是省略 1 个构成的。

在图 1 所示实施例中, 由架空间 15f 的压力 P_{m2} 产生的使导架 15 与柔性架 3 拉离开的力 F_{pm2} 用作使柔性架 3 与摆动涡管 2 向压缩室一侧移动的力, 与有关使齿顶接触力 F_{tip} 为正值的情形相反, 图 6 中, 由于架空间 15f 本身不存在, 也就不产生使导架 15 与柔性架 3 拉离的力 F_{pm2} 。这种齿顶接触力 F_{tip} 的不充分, 通过将柔性架下端暴露于高压气氛下的面积 ($Spd2'$) 设定得很大, 增大作用于该部分上的压差产生的力 ($F_{pd2'}$), 将具有与实施形式 1 相同的功能。这就是说, 在实施形式 1 中, 齿顶接触力 F_{tip} 与止推接触力 F_{th} 成为 (10) 式与 (11) 式:

$$F_{tip}=F_{pd1}+F_{pd2}+F_{pm2}-F_{gth} \quad (10)$$

$$F_{th}=F_{pm2}+F_{pd2}-F_{pm1} \quad (11)$$

与此相对应, 在实施形式 2 中则有

$$F_{tip}=F_{pd1}+F_{pd2'}-F_{gth} \quad (16)$$

$$F_{th}=F_{pd2'}-F_{pm1} \quad (17)$$

于是,为了确保实施形式 2 中有与实施形式 1 相同的齿顶接触力 F_{tip} 与止推接触力 F_{th} , 需将上式联立

$$F_{pd2'} = F_{pd2} + P_{m2} \quad (18)$$

根据力=压力×面积而得出

$$(P_d \times S_{pd2'}) = (P_d \times S_{pd2}) + (P_{m2} \times S_{pm2}) \quad (19)$$

$$S_{pd2'} = S_{pd2} + (P_{m2}/P_d) \times S_{pm2} \quad (20)$$

这就是说,在实施形式 2 中将暴露于高压气氛下的面积 ($S_{pd2'}$) 用实施形式 1 所示的值,按上述 (20) 式那样设定时,可获得与实施形式 1 相同的效果。这就是说,能实现部件少、成本低和生产率高的涡管压
缩机。

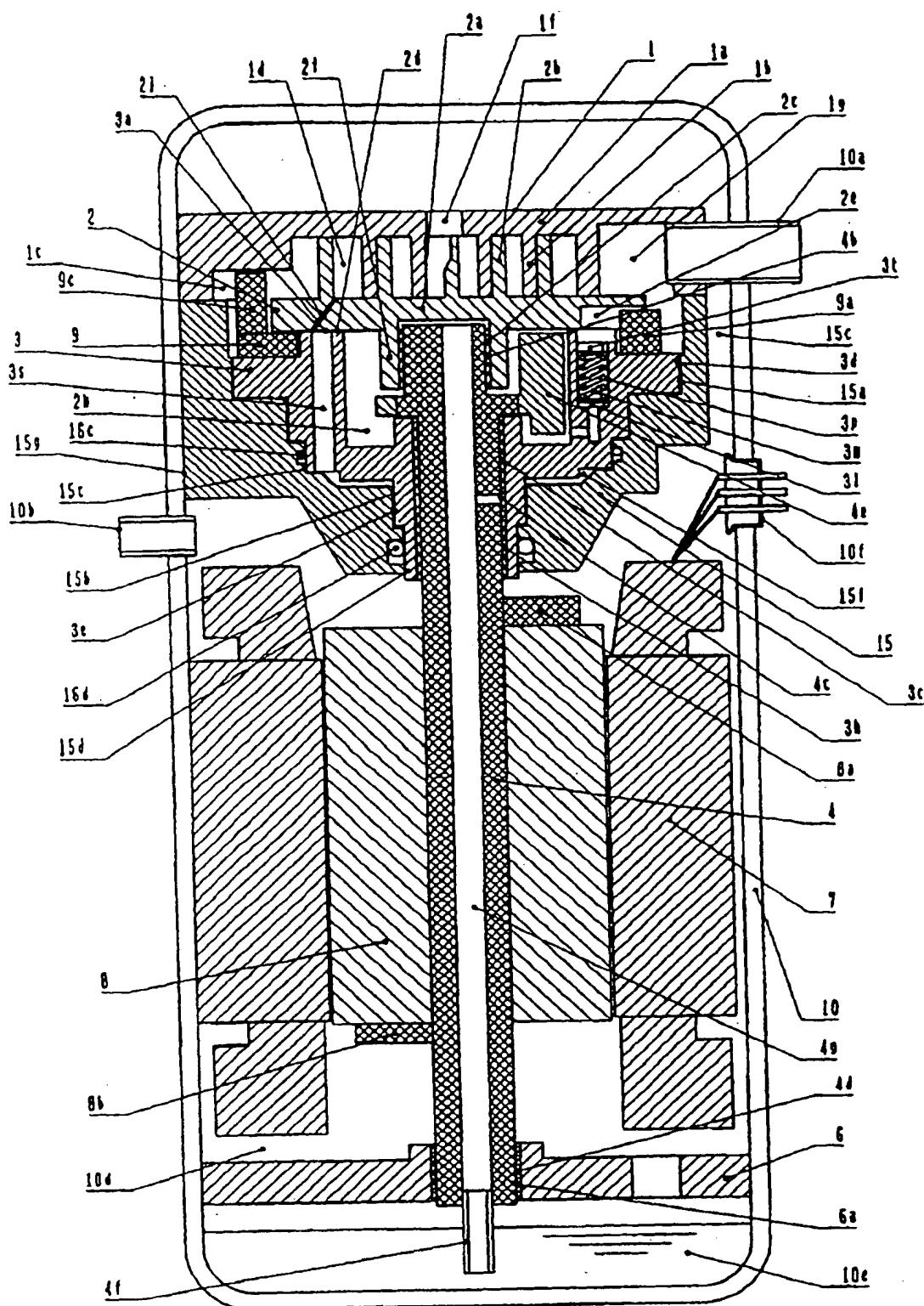


图 1

压缩机的运行温度范围

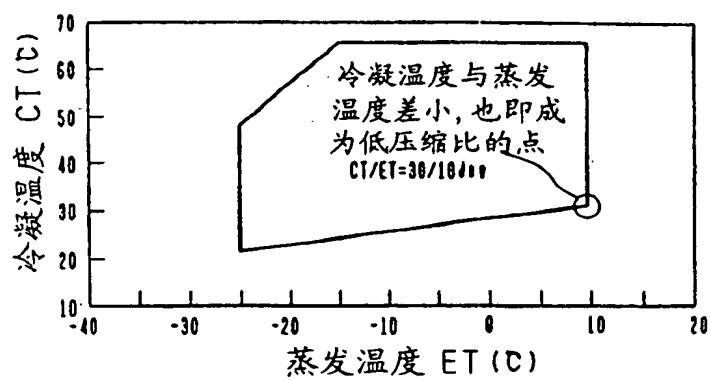


图 2

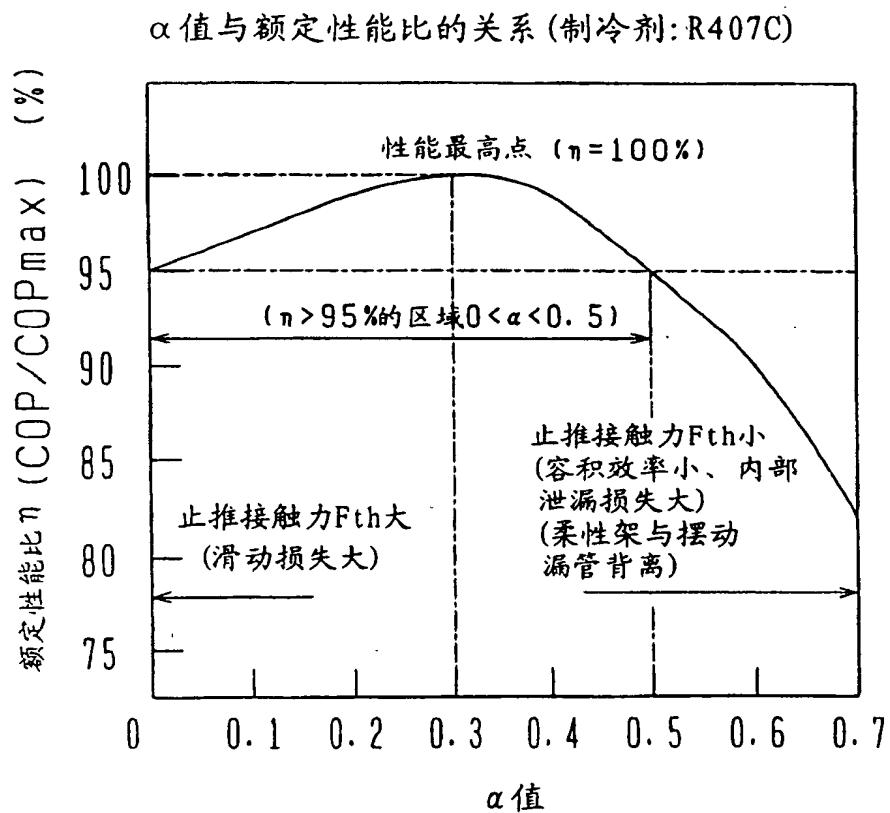


图 3

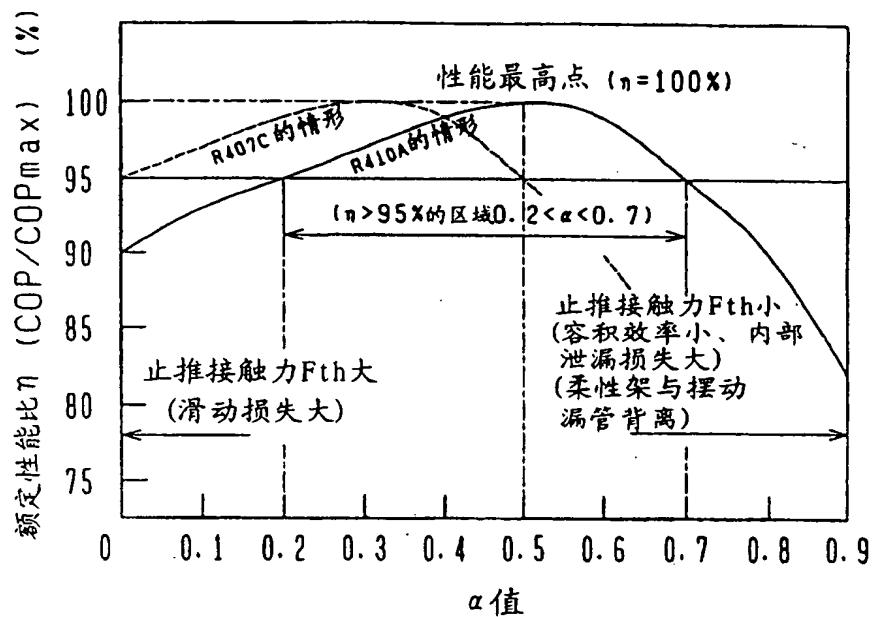
α 值与额定性能比的关系 (制冷剂: R410A)

图 4

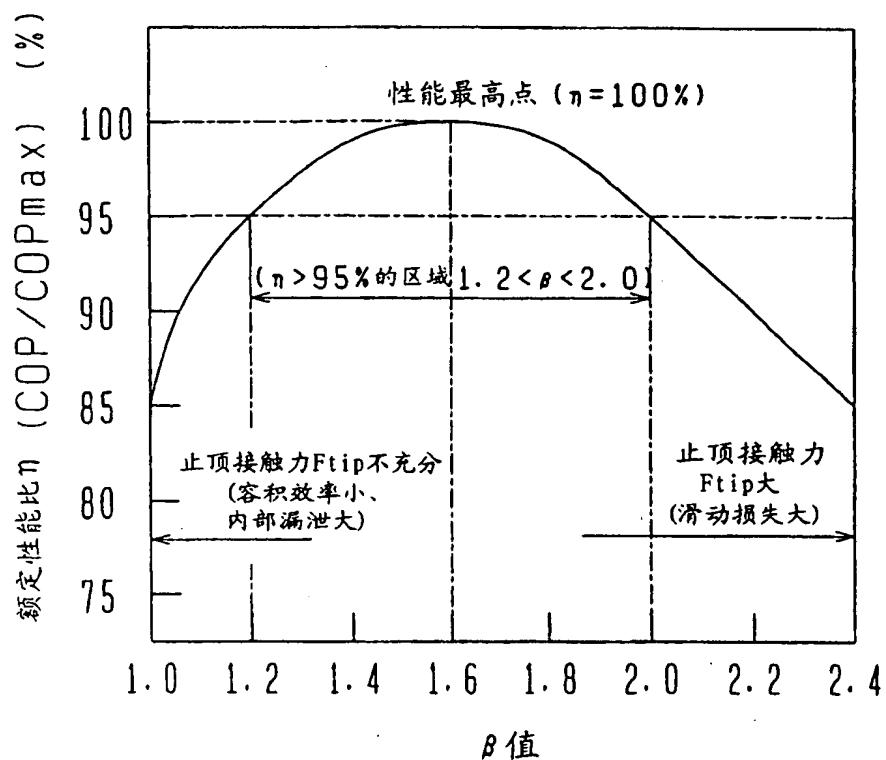
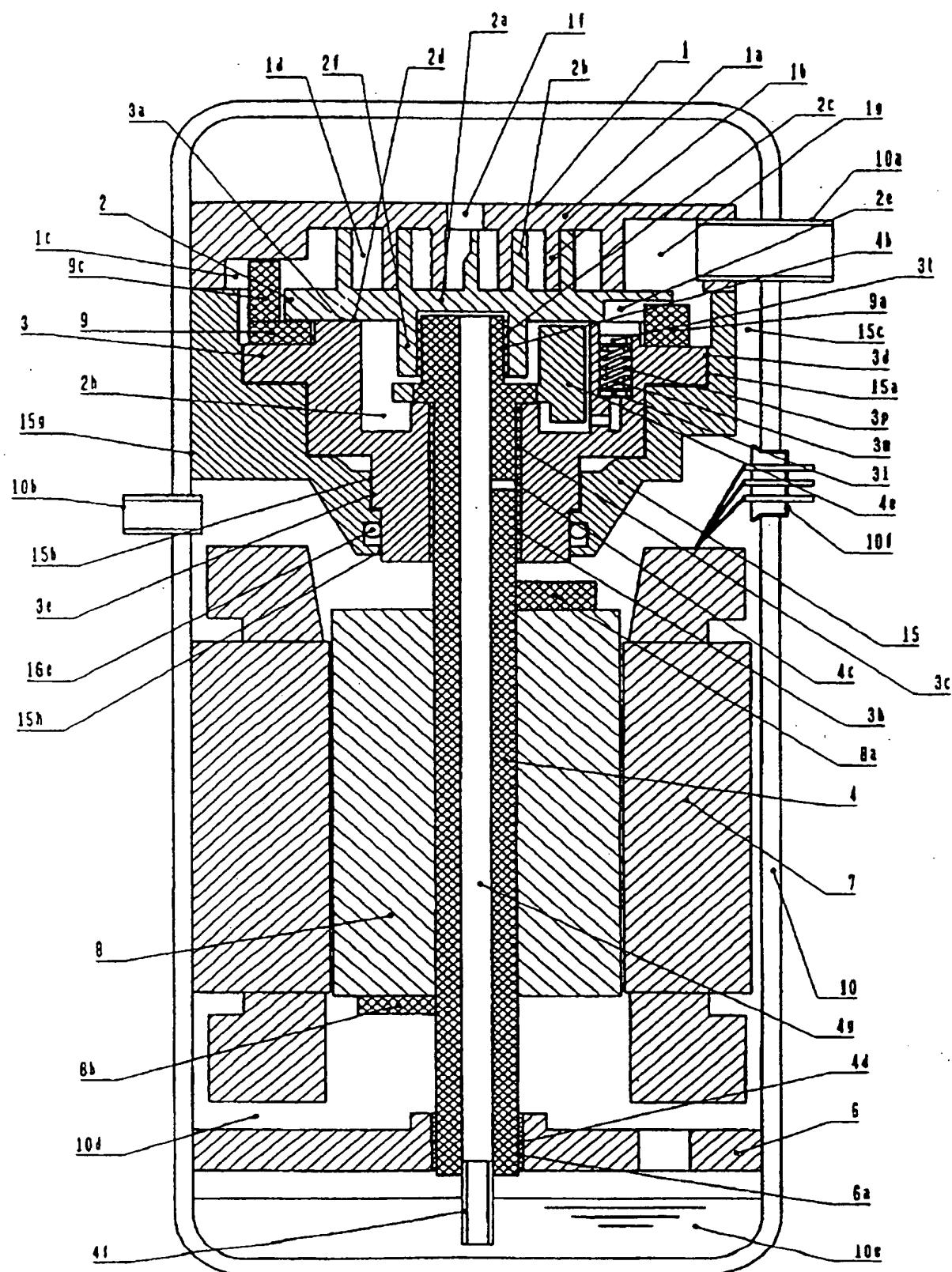
β 值与额定性能比的关系

图 5



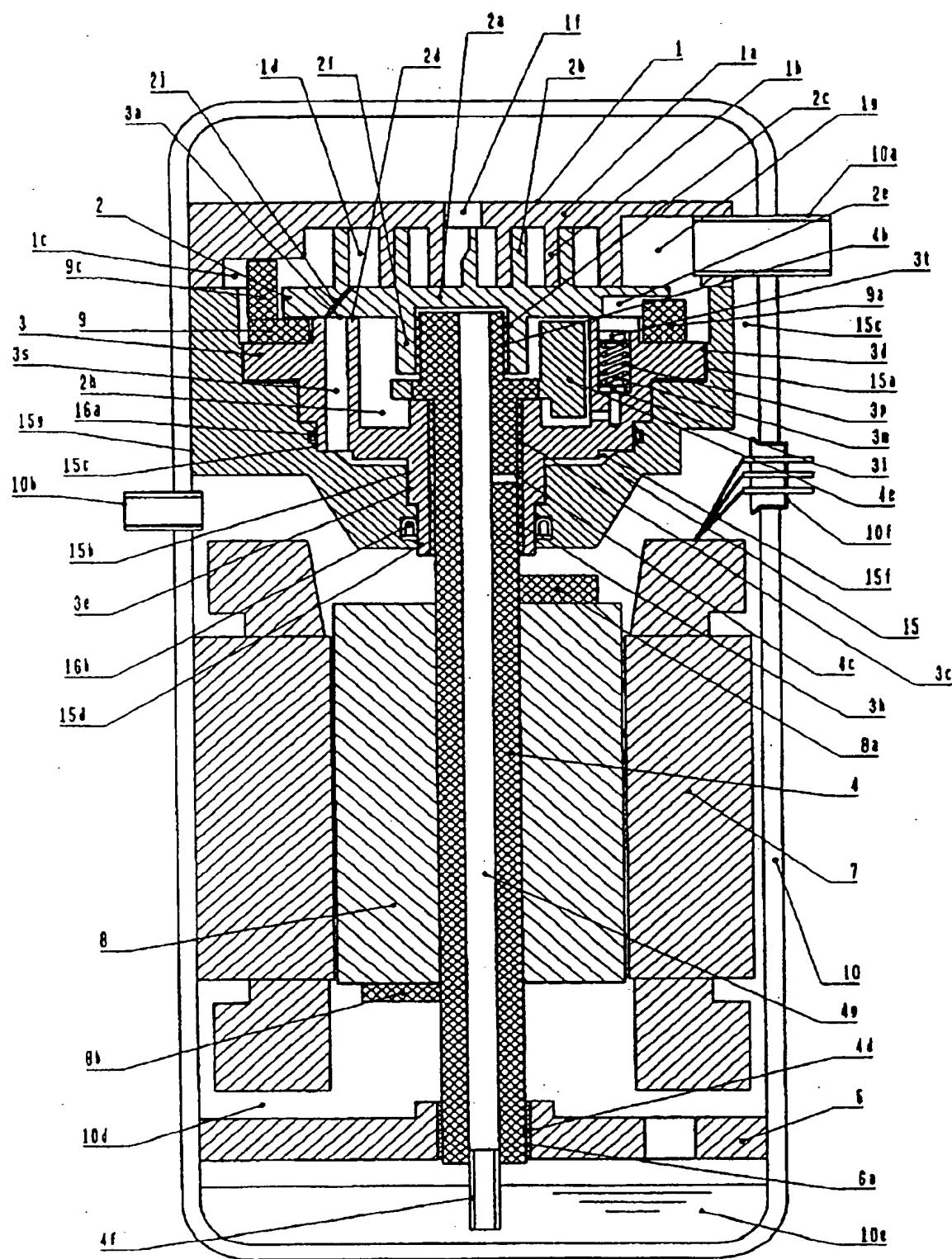


图 7

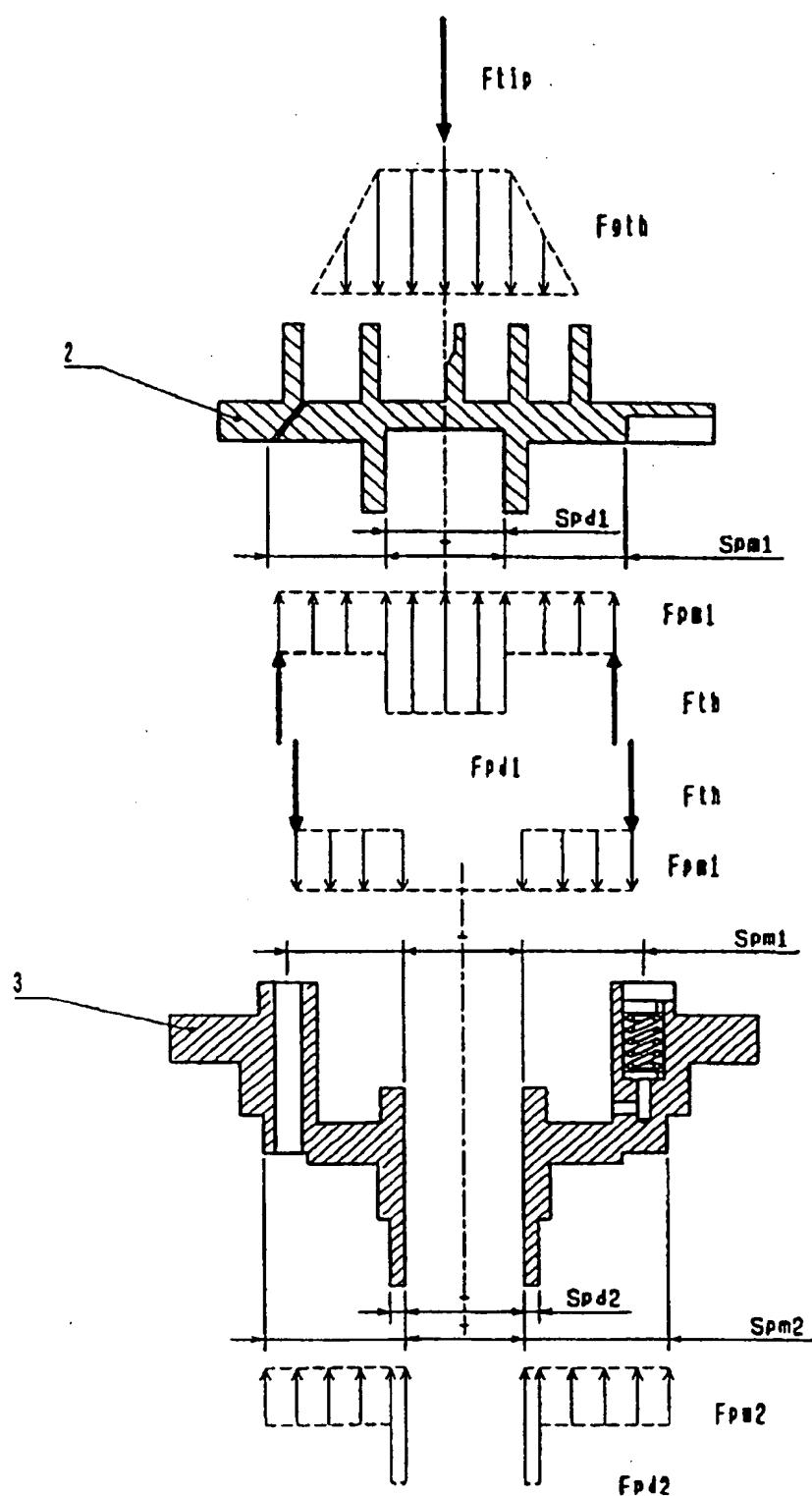


图 8

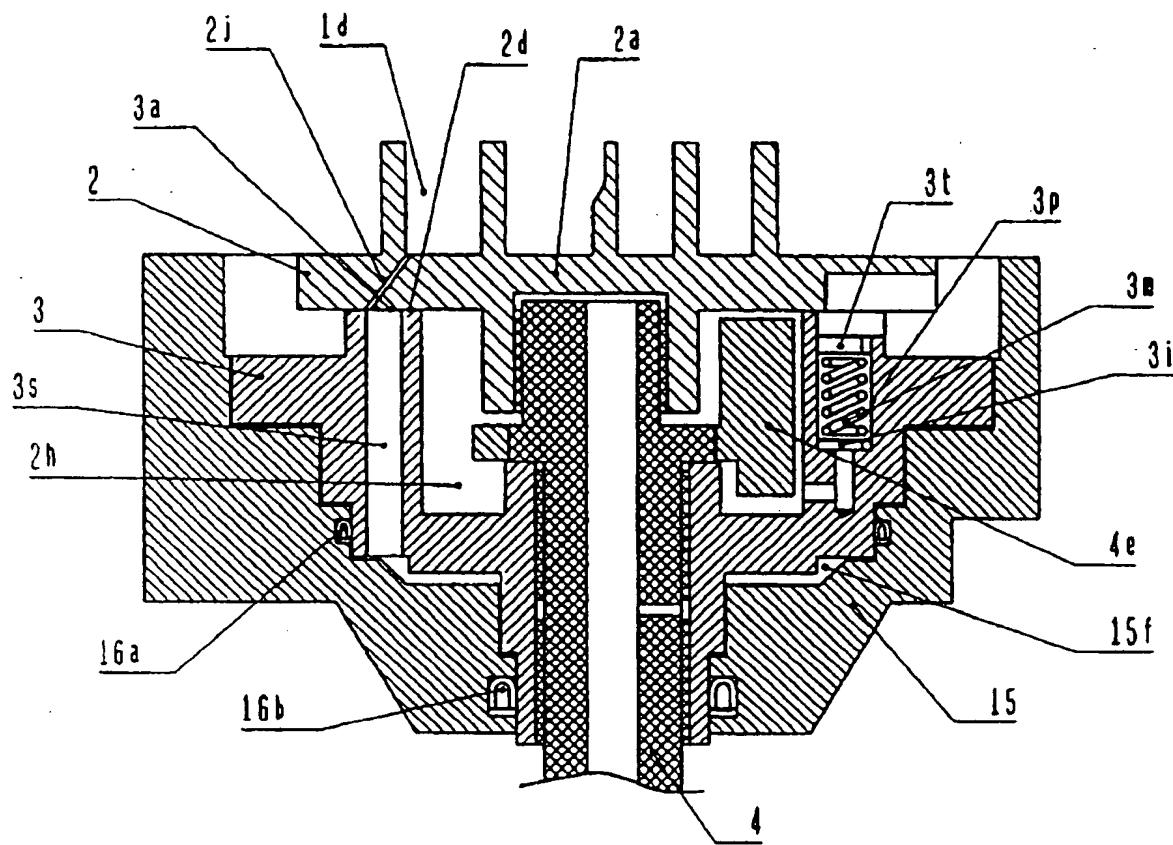


圖 9

各制冷剂的低压缩比运转压力
(CT/ET=30/10℃)

制冷剂	Pd (MPa)	Ps (MPa)	min(Pd-Ps) (MPa)
R22	1.19	0.68	0.51
R407C	1.27	0.71	0.56
R410A	1.88	1.08	0.80

图 10